Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics. 61 *Vol. 34, No. 1, 2022. (61-80)*
DOI: 10.22067/jacsm.2022.75507.1104 *https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir/?lang=en*

Thermofluid Numerical Simulation of Flat Solar Heating Transpired Collector for Drying Purposes*

Mohammad Saleh Barghi Jahromi [1], Vali Kalantar[2]
Mohammad Sefid[3], Masoud Iranmanesh [4]
Hadi Samimi Akhijahani [5]

1. Introduction

Iran is a country where due to the abundance of fossil fuels, less attention is paid to the way of consuming energy and optimizing energy-consuming systems. However, in recent decades, due to the depletion of fossil fuel resources and pollution from the consumption of this type of fuel, the comprehensive development document stipulates that by 2051 at least 30% of the electricity generation network must be supplied from new and renewable energy, of which more than 15% will be related to solar energy. One of the main focuses in the field of energy is the energy efficiency of energy supply systems. Therefore, designing and constructing systems that can use independently or as a combination of new and renewable energies are important and necessary. Located in a geographical position between 25 to 40 degrees north and 43 to 55 degrees east and an average of 300 sunny days, Iran is one of the most prone areas to use solar radiation in various fields, especially drying. Energy of the sun can be extracted in different ways; one of the related technologies in this field is solar collectors. Using Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors is one of the most effective ways for reducing air conditioning load in buildings. These collectors can also be used to dry agricultural products. These collectors, unlike conventional air-heating collectors, do not require a transparent cover. Therefore, they cost less and have the highest efficiency for air heating.

2. Modeling and simulation

The 3D model of the Unglazed Transpired Solar Air Heater Collector in SolidWorks software is designed in full details. After meshing with the help of ANSYS ICEM CFD software and determining the properties of materials used in the solar air heater, boundary conditions are applied to the geometry and unsteady turbulent flow is simulated at different airflow rates. In Figure 1, the unstructured meshing is used. Moreover, boundary layer meshing was done for all surfaces in contact with the airflow. In this simulation, due to the separation of the flow in the air inlet parts into the solar air heater, the k-ω turbulence model is used to observe near the walls with appropriate accuracy. In this simulation, the value of y^+ in the inside of the holes and the different parts, where the air is in contact with the solid surface, is maintained between 5 and 10.

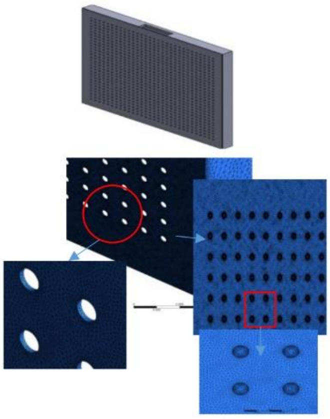


Figure 1. 3D model and meshing model of Unglazed Transpired Solar Air Heater Collector ($y^+ = 5 - 10$)

Table 1 shows the dimensions and geometric characteristics of the collector. The arrangement of holes in this solar air heater is square.

Table 1. Specifications of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector under study

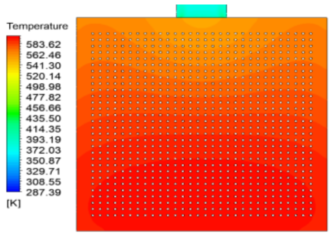
value	Parameter
$1m$	length
$1m$	Width
$30mm$	pitch holes
$10mm$	The diameter of the holes
$70mm$	Plenum depth
$2mm$	The thickness of Absorber plate
900	Number of holes
$20mm$	The thickness of glass wool

The Reynolds number was calculated for all experiments and its value was obtained above 2000, which indicates the turbulent flow pattern inside the system. The inlet temperature for the simulation was 300 K and the mass flow rates were considered 0.007, 0.01, 0.0125, 0.015 kg/s, respectively. The heat flux for the 15th of Mordad for 24 hours for the geographical location of Kerman was extracted from the Fluent software database and entered into the absorber plate surface temperature condition using the UDF equation. A boundary condition was considered at the constant pressure outlet. In the boundary conditions section, the absorber plate is defined as a wall, the intensity of solar radiation hitting the absorber plate is equal to αG. The absorption coefficient is equal to 0.64.

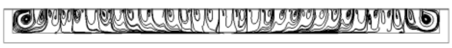
*Manuscript received, February, 24, 2022; Revised. April, 24, 2022, Accepted. May, 25, 2022.
[1]. PhD Candidate, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.
[2]. Corresponding author. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.
Email: vkalantar@yazd.ac.ir
[3]. Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.
[4]. Associate Professor, Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology, Kerman, Iran.
[5]. Assistant Professor, Department of BioSystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Kurdistan, Sanandaj, Iran.

3. Results and discussion

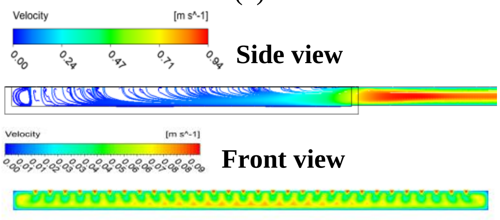
Figure 2 (part c) shows velocity distribution diagrams within the entire plenum and a view of the jets. As expected, the velocity of the air flow from the bottom of the plenum to the outlet increases. Moreover, the jets formed inside the plenum due to suction are visible through the holes, and these jets are quite visible near the hole. Figure 2 (part b) shows the flow near the holes and the absorber plate. The presence of flow turbulence near the absorber plate causes a vortex. The resulting turbulence increases the velocity and heat transfer coefficient of the convection. In Figure 2 (part a), for a flow rate of 0.007 kg/s for a time of 35000 seconds, the temperature of the absorber plate at the bottom of the plate is 583.62 K and the temperature of the absorber plate at the top of the plate is 541/30. The operation of the unglazed solar air heater collector is based on the pressure difference created by the suction fan. In parts of the collector where the pressure is high, the velocity decreases. As shown in Figure 2 (part d), the pressure in the plenum increases and decreases toward the collector outlet.



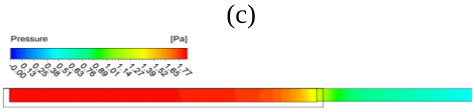
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 2. Contours a) absorber plate temperature, b) stream line in plenum c) velocity in plenum, d) Pressure in plenum, for a flow rate of 0.007 kg/s for a time of 35000 seconds

In Figure 3, the Nusselt number increases as the mass flow rate increases. From 60,000 seconds onwards, the Nusselt number decreases to zero because the heat flux reaches zero and the collector is equated with the inlet air and the temperature gradient is gradually reduced to zero, resulting in a convection heat transfer coefficient of zero. In Figure 4, with increasing mass flow, the thermal efficiency of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector increases and the minimum and maximum efficiencies for mass flows are 0.007 and 0.015 kg/s, respectively, equal to 66.51 and 78.02.

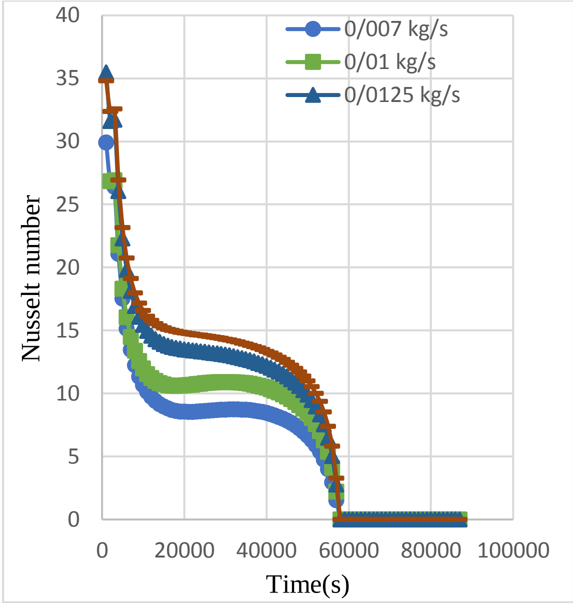


Figure 3. Nusselt number for unglazed Transpired Solar Air Heater Collector in different flow rates

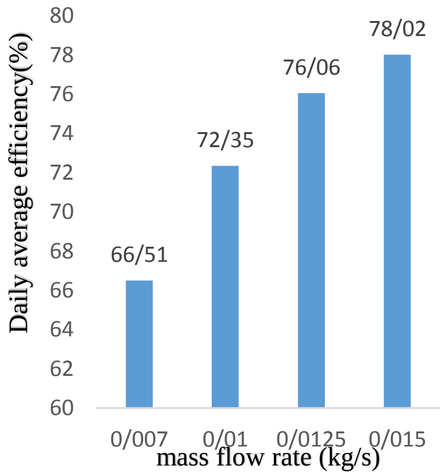


Figure 4. Daily average efficiency diagram of unglazed Transpired Solar Air Heater Collector

4. Conclusion

In this research, an unglazed Transpired Solar Air Heater Collector with a large computational amplitude was modeled by the CFD method using Fluent software. The results show that the outlet temperature of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector with mass flow rates 0.007, 0.01, 0.0125, 0.015 kg/s is in the range of 58-83°C for drying agricultural products. As the mass flow rate decreases, the temperature of the absorber plate increases, followed by the temperature of the outlet air; But the increase in the temperature of the absorber plate is more than the increase in the temperature of the outlet air. The maximum efficiency of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector is related to the flow rate of 0.015 kg/s. The results showed that the computational fluid dynamics method with an acceptable error percentage can be used to calculate the temperature and fluid flow rate.

DOI: 10.22067/jacsm.2022.75507.1104 https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

شبیه‌سازی عددی حرارتی و سیالاتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک برای اهداف خشک‌کردن*

مقالهٔ پژوهشی

محمدصالح برقی جهرمی(۱) ولی کلانتر(۲) محمد سفید(۳) مسعود ایرانمنش(٤) هادی صمیمی اخیجهانی(٥)

چکیده *هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک را می‌توان به‌منظور گرمایش ساختمان‌ها و فضاهای بزرگ، کاربردهای صنعتی و خشک‌کردن محصولات کشاورزی استفاده کرد. بررسی ساختار جریان و انتقال حرارت جابه‌جایی بر عملکرد هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک بدون پوشش بسیار مهم است. در این هواگرم‌کن‌ها هوا به‌وسیلهٔ صفحهٔ جاذب مشبک (سوراخ‌دار) معمولاً فلزی گرم می‌شود. در این تحقیق، از صفحهٔ جاذب از جنس مس استفاده شده‌است و برای دبی‌های به‌ترتیب (۰/۰۰۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱۲۵ ، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه شبیه‌سازی عددی صورت گرفته‌است. برای این‌که شبیه‌سازی با واقعیت فیزیکی مسئله انطباق داشته باشد، شبیه‌سازی صورت‌گرفته به‌صورت سه‌بعدی، غیردائم با دامنهٔ محاسباتی بزرگ و مکش پیوسته می‌باشد. پارامترهای راندمان حرارتی، دبی جریان و دمای خروجی مورد بررسی قرار گرفت. طبق نتایج به‌دست‌آمده، با کاهش دبی جرمی، دمای صفحهٔ جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش پیدا می‌کند؛ اما افزایش دمای صفحهٔ جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. با افزایش دبی، بازده حرارتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک افزایش پیدا می‌کند که کم‌ترین بازده در دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار٦٦/٥١ درصد و بیشترین بازده در دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار۷۸/۰۲ درصد می‌باشد.*

واژه‌های کلیدی انرژی خورشیدی، کلکتور خورشیدی صفحه‌تخت مشبک بدون پوشش، آنالیز حرارتی و سیالاتی، بازده حرارتی.

مقدمه

ایران کشوری است که در آن به‌دلیل فراوانی انرژی‌های فسیلی توجه کمتری به نحوهٔ مصرف انرژی و بهینه‌سازی سامانه‌های مصرف‌کنندهٔ انرژی می‌شود اما در دهه‌های گذشته باتوجه به روبه‌پایان‌بودن منابع سوخت‌های فسیلی و آلودگی حاصل از مصرف این نوع سوخت‌ها، در سند جامع توسعهٔ کشور مقرر شده‌است تا سال۱٤۳۰ باید دست‌کم ۳۰ درصد از شبکهٔ تولید برق، از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر تأمین شود که از این میزان بیش از ۱٥درصد مربوط به انرژی خورشیدی خواهد بود. یکی از محورهای اصلی در حوزه انرژی، بازده انرژی سامانه‌های تأمین انرژی می‌باشد. بنابراین طراحی و ساخت سامانه‌هایی که بتواند به‌طور مستقل یا ترکیبی از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر بهره‌برداری کند، امری مهم و ضروری است. ایران با قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی بین ۲٥ تا ٤۰ درجهٔ شمالی و ٤۳ تا ٥٥ درج شرقی و مهتوسط ۳۰۰ روز آفتابی یکی از مستعدترین مناطق برای استفاده از تابش خورشیدی در زمینه‌های مختلف به‌خصوص خشک‌کردن است [1,2]. انرژی موجود در پرتو خورشید را می‌توان به روش‌های مختلفی استحصال کرد؛ یکی از فناوری‌های مربوط در این زمینه، کلکتورهای خورشیدی است. انواع کلکتورهای خورشیدی به سه دستهٔ اصلی تقسیم می‌شوند که شامل کلکتورهای تخت،کلکتورهای تحت خلأ و کلکتورهای متمرکزکننده می‌باشند.

از میان انواع کلکتور، کلکتورهای تخت ,کلکتورهای مشبک بدون پوشش (نفوذی) خورشیدی (Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors) که در اوایل دهۀ ۱۹۹۰ میلادی معرفی شدند [3]، ساده‌ترین و پرکاربردترین‌ها هستند. جزو اصلی این کلکتورها، صفحهٔ جاذب مشبک معمولاً به رنگ تیره (سیاه) است که می‌تواند از جنس‌های مختلفی ساخته شود و منافذی به‌صورت شیار یا سوراخ بر روی آن ایجاد و تعبیه می‌شود. عملکرد این کلکتورها بر پایهٔ مکش هوا از درون منافذ صفحهٔ جاذب به‌دلیل فشار منفی ایجادشده توسط فن مکنده است که هوای مکیده‌شده، هنگام عبور از سوراخ‌ها گرمای صفحه را جذب

* تاریخ دریافت مقاله ۱٤۰۰/۱۲/٥و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۱/۳/۱ می‌باشد.
(۱) دانشجو دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران
(۲) نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران. Email: vkalantar@yazd.ac.ir
(۳) استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران
(٤) دانشیار، پژوهشکده انرژی های تجدیدپذیر و تبدیل انرژی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، کرمان، ایران
(٥) استادیار، گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی، دانشگاه کردستان، کردستان، ایران

می‌کند و توسط دمنده در ساختمان یا خشک‌کن پخش می‌شود. مکش باعث کاهش ضخامت لایهٔ مرزی می‌شود، این میزان کاهش مستقیماً به شدت مکش، آرایش و گستردگی شکاف‌ها، شکل شکاف‌ها و میزان دبی مکش‌شده بستگی دارد. هم‌چنین مکش در برابر جدایی مقاومت می‌کند و لایهٔ مرزی پایدارتر می‌شود و جدایی به عقب می‌افتد و یا در بعضی موارد جدایی نخواهیم داشت؛ به همین دلیل تلفات حرارتی کم می‌شود و حرارت بیشتری به سیال مکش‌شده انتقال می‌یابد. درنتیجه، این کلکتورها برعکس کلکتورهای هواگرم‌کن معمول، به پوشش شفاف نیاز ندارند. به همین دلیل، هزینهٔ آن‌ها کم‌تر است و دارای بالاترین راندمان برای گرمایش هوا می‌باشند. بنابراین استفاده از کلکتورهای مشبک یکی از مؤثرترین روش‌های کاهش بار تهویهٔ مطبوع در ساختمان‌ها می‌باشد. هم‌چنین می‌توان از این کلکتورها برای خشک‌کردن محصولات کشاورزی نیز استفاده کرد. در این راستا برای افزایش کارایی کلکتورهای خورشیدی مشبک، بهبود عملکرد و بهینه‌سازی آن‌ها تحقیقات متعددی صورت گرفته‌است که از آن جمله می‌توان به استفاده از مادهٔ تغییرفازدهنده در کلکتور خورشیدی مشبک [4]، استفاده از مادهٔ تغییرفازدهنده در ضلع جنوبی ساختمان [5]، پوشش رنگ‌های مختلف صفحهٔ جاذب کلکتور مشبک [6]، بهینه‌سازی صفحهٔ جاذب [7] و استفاده از شیشه بر روی کلکتور صفحه‌مشبک [8] اشاره کرد.

شناخت چگونگی حرکت سیال و نحوهٔ انتقال حرارت از صفحات مشبک به سیال با حضور مکش از موضوعاتی است که مورد توجه محققان قرار داشته‌است. بیشتر مطالعات انجام گرفته، بر روی انتقال حرارت موجود در صفحهٔ مشبک متمرکز است و هدف بیشتر کارهای پژوهشی انجام شده، بهبود انتقال حرارت این کلکتورهاست.

آرولاناندام و همکاران [9] با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات بر روی یک صفحه با سوراخ‌هایی با الگوی مربعی در حالت بدون وزش باد رابطه‌ای را برای محاسبهٔ ضریب مؤثر مبدل حرارتی به‌دست آورند و رابطه‌ای تجربی را برای محاسبهٔ عدد ناسلت ارائه کردند. آن‌ها در مدل خود انتقال حرارت از پشت صفحه را در نظر نگرفتند. آن‌ها دریافتند که با افزایش سوراخ‌ها ضریب عملکرد حرارتی صفحات مشبک به‌سمت عدد ثابتی میل می‌کند. ون دکر و همکاران [10] به‌صورت آزمایشگاهی به بررسی چندین صفحهٔ مشبک سوراخ‌دار در جریان موازی پرداختند. آن‌ها در مدل خود به بررسی انتقال حرارت از جلوی صفحه، داخل سوراخ‌ها و پشت صفحه پرداختند و روابطی برای تعیین ضریب کارایی صفحه به‌دست آوردند. کوتچر و همکاران [11] عملکرد کلکتورهای مشبک را به‌صورت تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها با فرض این‌که جریان در لایهٔ مرزی آرام بماند برای تعیین میزان اتلاف حرارت در جریان موازی رابطه‌ای را ارائه کردند. از آن‌جایی که ضخامت لایهٔ مرزی وابسته به میزان مکش می‌باشد، آن‌ها به بررسی حداقل میزان مکش که در آن جریان آرام به جریان متلاطم تبدیل می‌شود، پرداختند. معادلاتی که کوتچر و همکاران مورد استفاده قراردادند معادلهٔ پیوستگی، مومنتوم و انرژی در دو بعد بود. فِلِک و همکاران [12] به‌صورت تجربی اثر باد بر روی کلکتورهای خورشیدی مشبک بدون پوشش را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند این کلکتورها برای ساختمان‌های بلند مسکونی با توجه به منطقهٔ کوچک و سرعت جریان کم، چندان مناسب نیستند. گاولیک و همکاران [13] کلکتورهای مشبک با رسانایی حرارتی متفاوت (آلومینیوم و استایرن) را به‌صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قراردادند. نتایج آنها نشان داد که رسانایی مواد اثر کمی بر کارایی حرارتی این دستگاه‌ها دارد؛ هر چند انتخاب صفحات با ضریب انتقال حرارت هدایتی بالاتر درصد اندکی راندمان را بالاتر می‌برد. لیون و کومار [3] با ارائهٔ یک مدل ریاضی برای محاسبهٔ حرارتی این دستگاه‌ها، اثر پارامترهای مختلف را مورد بررسی قراردادند. نتایج این مدل برای پیش‌بینی تأثیر پارامترهای کلیدی بر عملکرد یک UTC برای دمای هوای تحویل ٤٥–٥٥ درجهٔ سانتی‌گراد برای کاربردهای خشک‌کردن، تجزیه و تحلیل شد. تاجدران و همکاران [14] با استفاده از یک روش عددی، پارامترهای سرعت و جهت باد، جریان غیریکنواخت و مغشوش، شدت تابش و موقعیت خورشید و نرخ مکش جریان را بررسی کردند و نشان دادند که فاکتورهایی مثل زاویهٔ باد، اثرات قابل توجهی بر عملکرد حرارتی این دستگاه‌ها دارد و اثر نسبت مکش در سرعت‌های باد پایین‌تر افزایش می‌یابد. هم‌چنین نشان دادند، همان‌طور که انتظار می‌رود، با تغییر موقعیت خورشید در طول روز (ساعت روز)، دمای عملکرد کلکتور متفاوت خواهد بود. وزیری و همکاران [6] به‌صورت تجربی، عملکرد حرارتی هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک با پوشش بارنگ‌های متفاوت داخلی کلکتور

و یک کلکتور مشبک بدون پوشش بارنگ تیره را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که راندمان حرارتی کلکتور خورشیدی با پوشش حتی در روشن‌ترین رنگ از کلکتور بدون پوشش بیشتر است. کولینس و ابوالخیر [15] با استفاده از یک مدل سه‌بعدی به بررسی عددی کلکتورهای مشبک جدید با صفحات جاذب راه‌راه ذوزنقه‌ای پرداختند. باداچه و همکاران [16] به‌صورت عددی به شبیه‌سازی دوبعدی کلکتورهای هوایی مشبک خورشیدی بدون شیشه پرداختند. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که در دبی‌های کم انتقال حرارت از جلوی صفحهٔ جاذب بیشترین سهم از انتقال حرارت به هوا را دارد ولی با افزایش دبی سهم انتقال حرارت از پشت صفحه افزایش می‌یابد. وانگ و همکاران [17] به بررسی مطالعهٔ تجربی و عددی جریان هوا و مشخصهٔ حرارتی کلکتور خورشیدی مشبک غیریک‌نواخت پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که ضخامت لایهٔ هوا بیشترین تأثیر را در راندمان جمع‌آوری گرما دارد که می‌تواند با ضخامت ۳۰ میلی‌متر و نسبت ارتفاع ۰/۳۰ به ۹۳ درصد افزایش یابد. این اثر فقط درمورد سوراخ غیریک‌نواخت مشهود است. اگرچه سرعت زیاد هوا می‌تواند تبادل حرارت روزانه را ۵۹۵/۲ وات افزایش دهد، اما میانگین دمای روزانهٔ تأمین هوا ۳٤/۲ درجهٔ سانتی‌گراد کاهش می‌یابد.

از بررسی تحقیقات گذشته چنین برمی‌آید که علی‌رغم کارهای علمی بسیار، به‌واسطهٔ فرضیاتی که در برخی از تحلیل‌های عددی برای سادگی حل در نظر گرفته شده‌است ممکن است ایراداتی به دقت برخی نتایج وارد باشد. به‌عنوان مثال با توجه به ماهیت فیزیکی مسئله، شار حرارتی بر روی هواگرم‌کن‌ها در طول روز متغیر است، با این وجود در برخی از تحلیل‌های عددی از قرار دادن شار حرارتی به‌صورت گذرا در تحلیل‌ها صرف نظر شده‌است. در برخی از تحقیقات پیشین جریان در کلکتور به‌دلیل پایین بودن دبی گذرنده از آن، به‌صورت آرام فرض شده‌است. حال آن‌که با افزایش دبی به‌دلیل افزایش عدد رینولدز، اغتشاشات جریان افزایش می‌یابد و رژیم جریان به یک جریان آشفته تبدیل می‌شود. در نتیجه با افزایش دبی جریان گذرنده از کلکتور مورد بررسی، انتقال حرارت بیشتر و به افزایش راندمان نیز کمک می‌کند. در همگی تحقیقات به‌علت تعداد زیاد سوراخ‌ها، کل هندسهٔ مورد نظر شبیه‌سازی نمی‌شود و به همین علت دقیقاً نمی‌توان نتایج شبیه‌سازی را با واقعیت فیزیکی مسئله انطباق داد. در این پژوهش برای اولین بار یک هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک با دامنهٔ محاسباتی بزرگ با طول و عرض یک متر (بدون در نظر گرفتن شرط مرزی تقارن) شبیه‌سازی سه‌بعدی شده‌است. هم‌چنین صفحهٔ جاذب انتخاب‌شده از جنس مس، به‌علت ضریب هدایت حرارتی بالا که در تحقیقات قبلی استفاده نشده‌است، با تعداد سوراخ‌های متفاوت می‌باشد. هواگرم‌کن خورشیدی موردنظر برای استفاده در خشک‌کن خورشیدی و هم‌چنین گرمایش هوا در ساختمان طراحی شده‌است. هم‌چنین در این پژوهش مقادیر بازده، عدد ناسلت و بررسی پارامترهای سرعت و دما با شبیه‌سازی به روش CFD در نرم‌افزار Ansys Fluent صورت گرفته‌است.

آنالیز حرارتی

برای حل معادلات حاکم بر رفتار سیال در کلی‌ترین حالت آن بسیار پیچیده و برای مسائل واقعی عملاً غیرممکن است، بنابراین با استفاده از فرضیاتی، این معادلات ساده‌تر و قابل حل می‌شوند. در این تحقیق فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌است:

۱) سرعت مکش در همهٔ نقاط صفحهٔ مشبک یکسان فرض شده‌است،

۲) چهارچوب کلکتور و صفحهٔ پشتی عایق درنظر گرفته شده‌است،

۳) خواص ثابت سیال و صفحهٔ جاذب،

٤) عدم وجود نیروهای خارجی،

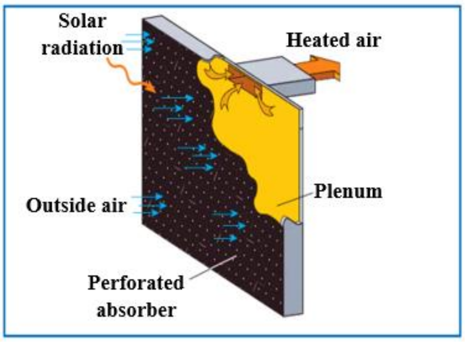
۵) عدم وجود چشمهٔ حرارتی درون صفحه،

٦) عدم اتلاف حرارتی اصطکاکی،

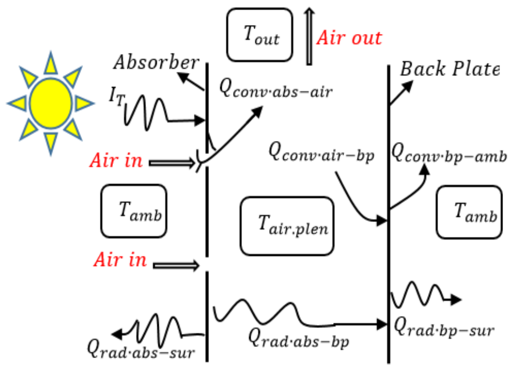
۷) صرف‌نظر از نیروی جاذبه.

معادلات حاکم و بالانس انرژی. مکانیسم‌های مختلفی در جریان انرژی در کلکتور نقش دارند. تابش خورشید به صفحات جاذب برخورد می‌کند و قسمتی از آن جذب می‌شود و مابقی آن انعکاس می‌یابد. قسمتی از انرژی جذب‌شده توسط صفحات جاذب به‌وسیلهٔ مکانیسم جابه‌جایی و در طی مسیر حرکت هوای مکیده شده (جریان‌یافته) در قسمت جلو و پشت صفحهٔ جاذب و در داخل سوراخ‌ها، به هوا منتقل می‌شود. قسمت دیگری از انرژی جذب‌شده، توسط انتقال حرارت تشعشعی به صفحهٔ پشتی منتقل می‌شود و مابقی، از طریق فرایند تشعشع و جابه‌جایی به محیط اطراف منتقل و تلف می‌گردد. در شکل شمارهٔ (۱- الف)

روش‌های انتقال حرارت بین اجزای سیستم با یکدیگر و با محیط، و در شکل شمارهٔ (۱- ب) شماتیک هواگرم‌کن خورشیدی مشبک نشان داده شده‌است.



(الف)



(ب)

شکل ۱ الف) شماتیک کلکتور خورشیدی مشبک بدون پوشش، ب) پدیده‌های انتقال حرارت در یک کلکتورمشبک بدون پوشش [3,18]

معادلهٔ بقای انرژی برای سه قسمت اصلی کلکتور شامل صفحهٔ جاذب، صفحهٔ پشتی و پلنوم (فضای پر) به صورت زیر می‌باشد:

$$m_{abs}C_{p\cdot abs}\left(\frac{dT_{abs}}{dt}\right) = (\alpha_{abs}I_T A_{abs}) - bQ_{conv\cdot abs\sim air} + Q_{rad\cdot abs\sim bp} + Q_{rad\cdot abs\sim sur} + Q_{conv\cdot abs\sim sur} \quad (۱)$$

$$m_{bp}C_{p\cdot bp}\left(\frac{dT_{bp}}{dt}\right) = Q_{conv\cdot air\sim bp} + Q_{rad\cdot abs\sim bp} - Q_{rad\cdot bp\sim sur} - Q_{conv\cdot bp\sim sur} \quad (۲)$$

$$m_{air}C_{v\cdot air}\left(\frac{dT_{air\cdot out}}{dt}\right) = Q_{conv\cdot abs\sim air} - Q_{conv\cdot air\sim bp} + \dot{m}_{air}C_{p\cdot air}(T_{sur} - T_{air\cdot out}) \quad (۳)$$

در معادلات فوق Q_{conv}، Q_{rad}، T، I_T، C_p، C_v، A، m و α به‌ترتیب بیان‌کنندهٔ انتقال حرارت جابه‌جایی، انتقال حرارت تشعشعی، دما، تابش خورشیدی، گرمای ویژه در فشار ثابت، گرمای ویژه در حجم ثابت، مساحت، جرم و ضریب جذب هستند. همچنین زیروندهای abs، bp، sur، air و out به‌ترتیب اشاره به کلکتور، صفحهٔ پشت، محیط، هوا و خروجی دارند. در ادامه به تفکیک معادلات مربوط به محاسبهٔ ترم‌های انتقال حرارت در معادلات (۳-۱) ارائه خواهند شد.

برای محاسبهٔ ترم‌های انتقال حرارت جابه‌جایی از قانون سرمایش نیوتن استفاده می‌کنیم. آن‌چه در این فرمول‌ها مهم است، محاسبهٔ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h_{conv}) می‌باشد. انتقال حرارت جابه‌جایی بین هوای مکیده‌شده و صفحهٔ جاذب از معادلهٔ (٤) محاسبه می‌شود.

$$Q_{conv\cdot abs\sim air} = A_{col}h_{conv\cdot abs\sim air}(T_{col} - T_{air\cdot out}) \quad (٤)$$

مطالعات مربوط به انتقال حرارت جابه‌جایی با مکش از یک صفحهٔ تخت سوراخ‌دار داغ، نسبتاً محدود است. برای برآورد عدد ناسلت (Nu) زمانی که عدد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۲۰۰۰ باشد از رابطهٔ تجربی (Nu_1) گزارش‌شده توسط کوتسچر [19] استفاده می‌شود، اما در پژوهشی دیگر اندروز و بازدیدی تهرانی (۱۹۸۹) به‌عنوان بخشی از یک سری از مطالعات مربوط به کاربردهای خنک‌کنندهٔ فیلم، آزمایش‌های خنک‌سازی گذرا را بر روی طیف وسیعی از صفحات سوراخ‌دار به ضخامت ٦/٣٥ میلی‌متر انجام دادند که حاوی آرایه‌هایی با سوراخ‌های مربعی و دایره‌ای و با قطر سوراخ‌ها و گام‌های متفاوت بود. آن‌ها یک هم‌بستگی برای عدد ناسلت کلی (Nu_D)برای جریان عادی به‌صورت زیر به‌دست آوردند:

$$h_{conv\cdot abs\sim air} = \frac{(Nu_1 k_{air})}{D} ,$$
$$Nu_1 = 2\cdot 75[\left(\frac{P}{D}\right)^{-1\cdot 21} Re_1^{0\cdot 43} + 0\cdot 011\beta\, Re_1(\frac{V_{wind}}{V_{app}})^{0\cdot 48}$$
$$, Re_1 = \frac{\rho_{air}V_{hole}D}{\mu_{air}}$$
$$Nu_D = 2\cdot 44\left(\frac{P}{D}\right)^{-1\cdot 43} Re_D^{0\cdot 55}\mathrm{P}_\mathrm{r}^{0\cdot 33} \quad (۵)$$

در رابطهٔ (۵)، k،μ،β،P،D، V_{wind} و V_{app} به‌ترتیب بیانگر ضریب هدایت، لزجت، تخلخل، گام، قطرسوراخ، سرعت باد و سرعت مکش هوا می‌باشند. همچنین Re عدد رینولدز است که V_{hole} سرعت درون سوراخ و ρ_{air} چگالی هوا می‌باشد.

انتقال حرارت جابه‌جایی بین هوای درون پلنوم و صفحهٔ پشتی، عدد ناسلت و در نتیجهٔ آن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین صفحهٔ تخت (صفحهٔ پشتی) و هوا (هوای پلنوم و محیط) از روابط زیر محاسبه می‌شود [3]

$$Q_{conv\cdot air\sim bp} = A_{col}h_{conv\cdot air\sim bp}(T_{out} - T_{bp}) \quad (٦)$$

$$h_{conv\cdot air\sim bp} = \frac{Nu_2 k_{air}}{d_{plen}} \quad (٧)$$

$$Nu_2 = 0\cdot 664 Re_2^{0\cdot 5}\mathrm{pr}_2^{0\cdot 33} \quad (٨)$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{\rho_{air}V_{plen}H}{\mu_{air}} \quad (٩)$$

$$Pr_2 = \frac{C_{p\cdot air}\,\mu_{air}}{k_{air}} \quad (١٠)$$

انتقال حرارت جابه‌جایی بین هوای محیط و صفحهٔ پشتی از روابط زیر قابل محاسبه است، که در آن‌ها H و W به‌ترتیب، ارتفاع و عرض جاذب می‌باشد و Pr عدد پرانتل است [3].

$$Q_{conv\cdot bp\sim sur} = A_{col}h_{conv\cdot bp\sim sur}(T_{bp} - T_{amb}) \quad (١١)$$

$$h_{conv\cdot bp\sim sur} = \frac{Nu_3 k_{air}}{W} \quad (١٢)$$

$$Nu_3 = 0\cdot 664 Re_3^{0\cdot 5}\mathrm{pr}_3^{0\cdot 33} \quad (١٣)$$

$$Re_3 = \frac{\rho_{air}V_{wind}W}{\mu_{air}} \quad (١٤)$$

تلفات حرارت جابه‌جایی از صـــفحهٔ جاذب به هوای اطراف کلکتور (هوای محیط) بستگی به سرعت مکش هوا و سرعت باد دارد که از رابطهٔ (١٥) قابل محاسبه است [3,20].

$$\begin{cases} 0 & V_{app} \geq 0\cdot 02 \\ 0\cdot 82\dfrac{V_{wind}v_{air}\rho_{air}Cp_{air}}{V_{app}H} & V_{app} < 0\cdot 02 \quad V_{wind} \neq 0 \\ 1\cdot 31((T_{abs} - T_{amb})^{0\cdot 33}) & V_{app} < 0\cdot 02 \quad V_{wind} = 0 \end{cases} \quad (١٥)$$

نرخ انتقال حرارت ناشی از تابش با استفاده از قانون استفان-بولتزمن محاسبه شده است. انتقال حرارت تابشی بین صفحهٔ جاذب و صـــفحهٔ پشـــتی و هم‌چنین صـــفحهٔ پشـــتی به محیط از روابط (١٦ و ١٧) به‌دست می‌آیند، که در آن‌ها ε بیانگر ضریب صدور و σ ثابت استفان- بولتزمن است.

$$Q_{rad\cdot abs\sim bp} = \frac{A_{abs}\sigma_{sb}(T_{abs}^4 - T_{bp}^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_{abs\cdot in}} + \dfrac{1}{\varepsilon_{bp}} - 1} \quad (١٦)$$

$$Q_{rad\cdot bp\sim sur} = A_{abs}\sigma_{sb}\varepsilon_{bp}(T_{bp}^4 - T_{sur}^4) \quad (١٧)$$

تلفات حرارتی تابشی کلکتور به محیط، به آسمان و زمین اتفاق می‌افتد و به ضریب شکل کلکتور به آسمان (f_{cs}) و ضریب شکل کلکتور به زمین (f_{cg}) و هم‌چنین دمای آسمان و زمین بستگی دارد و از رابطهٔ (١٨) محاسبه می‌شود. در رابطهٔ (١٨) دمای زمین را برابر با دمای محیط می‌گیرند [3].

$$Q_{rad\cdot bp\sim sur} = A_{abs}\sigma_{sb}\varepsilon_{abs}\left(T_{abs}^4 - f_{cs}T_{sky}^4 - f_{cg}T_{gnd}^4\right).T_{sky} = 0\cdot 0552T_{amb}^{1\cdot 5} \quad (١٨)$$

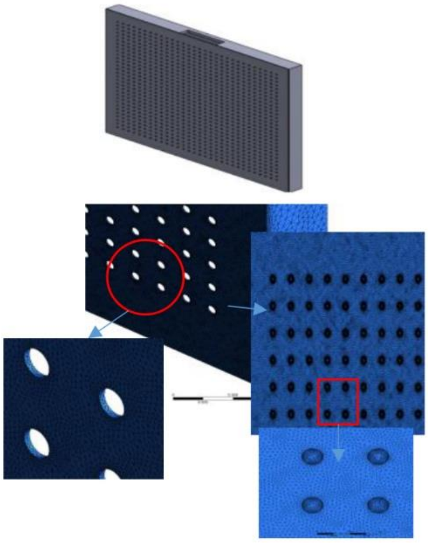
یکی از پارامترهای مهم برای ارزیابی دســـتگاه‌های مختلف، بازده آن‌ها می‌باشد. بازده یک دستگاه به‌صورت کسری از انرژی ورودی که به انرژی مفید خروجی تبدیل شده، تعریف می‌گردد. در این تحقیق، بازده ســـاعتی با اســـتفاده از معادلهٔ زیر محاســـبه می‌شود [21-22].

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}Cp(T_{out} - T_{in})}{A_{abs}I_T} \quad (١٩)$$

مدل‌سازی عددی

برای تحلیل دینامیک سیال در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک، از نرم‌افزارهای انسیس (ANSYS workbench 2.0 framework version 19.0.0)، ICEM و سالیدورکز (Solid Works, version 18.0.0) استفاده شده‌است. مدل سه‌بعدی هواگرم‌کن خورشیدی مشبک در نرم‌افزار سالید ورکز با جزئیات کامل طراحی شده، پس از شبکه‌بندی به‌کمک نرم‌افزار ANSYS ICEM CFD و تعیین خواص مواد استفاده‌شده در هواگرم‌کن، شرایط مرزی بر روی هندسه اعمال شده و مسئله به‌صورت جریان آشفتهٔ ناپایا در نرخ جریان‌های مختلف هوا شبیه‌سازی شده‌است. شبیه‌سازی انجام‌شده بر روی یک سیستم محاسباتی ٧ هسته‌ای با رم ٦٤ صورت گرفت. مدت زمان تحلیل برای هر دبی حدود دو هفته بود. شبکه‌بندی هندسه در شکل (٢) ارائه شده‌است. همان‌طور که در این شکل مشهود است از شبکه‌بندی به‌صورت بی‌سازمان استفاده شده‌است. هم‌چنین برای تمامی

سطوح در تماس با جریان هوا شبکه‌بندی لایهٔ مرزی صورت گرفته‌است.



شکل۲ مدل سه‌بعدی و مدل المان‌بندی‌شدهٔ هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک ($y^+ = 5 - 10$)

در این شبیه‌سازی به‌دلیل وجود جدایش جریان در قسمت‌های ورودی هوا به داخل هواگرم‌کن از مدل توربولانسی $k-\omega$ استفاده شده‌است تا نزدیک دیواره‌ها را با دقت مناسبی رصد نماید. این مدل برخلاف مدل‌های دیگر توربولانسی مانند $k-\varepsilon$ که از توابع دیواره برای حل میدان محاسباتی نزدیک دیواره (زیر لایهٔ آرام) استفاده می‌کنند، در کنار دیواره نیز معادلات $k-\omega$ حل می‌شود و سبب افزایش دقت حل می‌گردد. از این رو در این مدل توربولانسی شبکه‌بندی نزدیک دیواره‌ها (لایهٔ مرزی) به‌شدت بر روی نتایج تأثیرگذار است. در این شبیه‌سازی مقدار y^+ در قسمت داخل روزنه‌ها و قسمت‌های مختلفی که هوا با سطح جامد در تماس است بین ۱۰-۵ حفظ شده‌است.

جدول ۱ مشخصات هواگرم‌کن صفحه‌تخت مشبک مورد بررسی

پارامتر	مقدار
طول	$1m$
عرض	$1m$
گام سوراخ‌ها	$30mm$
قطر سوراخ‌ها	$10mm$
عمق محفظه	$70mm$
ضخامت صفحهٔ جاذب	$2mm$
تعداد سوراخ‌ها	900
ضخامت پشم شیشه	$20mm$

ابعاد و مشخصات هندسی کلکتور در جدول شمارهٔ (۱) آورده شده‌است. آرایش سوراخ‌ها در این هواگرم‌کن به‌صورت مربعی است.

مبانی تئوری روش CFD

برای مدل‌سازی عددی سامانهٔ هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک از روش CFD استفاده گردید که بر اساس سه معادلهٔ کلی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. این معادلات عبارتند از معادلهٔ پیوستگی، معادلات مومنتوم در راستاهای x، y و z و معادلهٔ انرژی، فرم کلی معادلهٔ پیوستگی، مومنتوم و انرژی به‌ترتیب با روابط (۲۰، ۲۱ و ۲۲) نمایش داده می‌شوند [23]:

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \qquad (۲۰)$$

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \mu\left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_j}\right) \qquad (۲۱)$$

$$\rho C_p U_j \frac{\partial T}{\partial X_j} = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial X_i \partial X_i}\right) + \mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}\right)\frac{\partial U_i}{\partial X_j} \qquad (۲۲)$$

که در آن‌ها U سرعت ($^{m}/_{s}$)، P فشار (N/m^2)، T دما (K)، ρ چگالی هوا (kg/m^3)، μ ضریب لزجت ($N.s/m^2$)، C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (J/kg.K) و k ضریب هدایت حرارتی هوا (W/m K) می‌باشد.

برای تمام آزمایش‌ها عدد رینولدز محاسبه شد و مقدار آن بالای ۲۰۰۰ به‌دست آمد که نشان‌دهندهٔ الگوی جریان مغشوش در داخل سامانه است. سرعت جریان هوا برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک در چهار حالت (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه لحاظ شد. الگوی جریان هوا در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک بسیار مهم است و باتوجه به این‌که جدایش جریان در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن اتفاق می‌افتد و جریان توربولانسی با رینولدزهای پایین (۴۲۰۰-۲۸۰۰) انتخاب گردیده‌است، بنابراین مدل k − ω استاندارد برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک انتخاب شد.

مدل k-omega استاندارد یک مدل نیمه‌تجربی براساس معادلات انتقال مدل برای انرژی جنبشی آشفته (k) و اتلاف ویژه

(ω) است. انرژی جنبشی متلاطم، k و اتلاف ویژۀ آن ω، از طریق روابط انتقال (۲۳ و ۲٤) به‌دست می‌آید [24,25]:

$$\left(\rho\bar{u}_{jk}\right).j=\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_K}\right)K.j\right].j+P_K-\beta^*\omega K \quad (۲۳)$$
$$,\ \varepsilon=\beta^*\omega K\ ,\ \mu_t=\rho\frac{K}{\omega},\ \omega\approx\frac{\varepsilon}{K}$$

که در آن σ_K و σ_ω اعداد پرانتل برای k و ω ، $C_{\omega1}$ و $C_{\omega2}$ ثابت‌های معادلۀ جریان مغشوش می‌باشد.

برای معادلات مومنتوم و انرژی اعمال‌شده برای شبیه‌سازی معادلات دیفرانسیلی درجه دو در نظر گرفته شدند. محدودۀ مورد نظر برای هم‌گرایی باقی‌مانده به‌میزان $۱۰^{-٤}$ برای معادلات جرم و مومنتوم و به‌میزان $۱۰^{-۵}$ برای معادلات انرژی لحاظ شد.

شرایط مرزی. دمای ورودی برای شبیه‌سازی انجام‌شده، ۳۰۰ کلوین و دبی‌های جرمی در نظر گرفته‌شده به‌ترتیب (۰/۰۰۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱۲۵ ، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه لحاظ شد. شار حرارتی برای روز ۱۵ مرداد برای ۲٤ ساعت برای موقعیت جغرافیایی شهر کرمان از پایگاه دادۀ نرم‌افزار فلوئنت استخراج و بااستفاده از معادلۀ UDF وارد شرط مرزی دمایی سطح ابزوربر شده‌است. با توجه به این‌که اطلاعات موجود در نرم‌افزار فلوئنت میزان تشعشع خورشید در زمان‌های مختلف است، این اطلاعات برای موقعیت جغرافیایی کرمان و هم‌چنین موقیت خورشید نسبت‌به مرکز مختصات شبکه‌بندی هندسه استخراج گردید و برای نرخ جذب ۰/٦٤ اطلاعات تشعشع به شار حرارتی تبدیل شد. شارحرارتی به‌دست‌آمده در زمان‌های مختلف برای کلکتور ارائه گردیده و زمان در نظر گرفته شده از ساعت ٤ صبح شروع شده‌است.

برای شبیه‌سازی انجام شده، مقدار گام زمانی ۵۰ ثانیه و هرگام زمانی مقدار ۲۰ تکرار گذاشته شد. استقلال از گام زمانی با گام‌های مختلف از ۰/۱ تا ۱۰۰ ثانیه انجام شده‌است. مقایسۀ دمای خروجی به‌دست‌آمده در ۵۰ ثانیه با یک‌دهم ثانیه، کمتر از ۳ درصد تفاوت داشت ولی با افزایش گام زمانی از ۵۰ به ۷۵ مقدار نتایج به‌صورت چشم‌گیری تغییر کرد و برای ۱۰۰ ثانیه نیز شبیه‌سازی واگرا گردید. در این مطالعه شرایط مرزی به‌صورت زیر تعریف گردید:

ورودی: سیال جاری در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک، هوا می‌باشد که میزان دبی ورودی به هواگرم‌کن به‌ترتیب (۰/۰۰۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱۲۵ ، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شد. هم‌چنین شدت توربولانس ۵ در صد در نظر گرفته شد.

خروجی: شرط مرزی در خروجی فشار ثابت در نظر گرفته شد.

دیواره‌ها: در قسمت شرایط مرزی، صفحۀ جاذب به‌عنوان یک دیواره تعریف شده‌است، شار گرمایی تابیده‌شده از خورشید، که به سطح صفحۀ جاذب رسیده و در نهایت جذب می‌شود، برابر αG می‌با شد، که مقدار ضریب جذب ۰/٦٤ در نظر گرفته شد [26]. با توجه به معادلۀ UDF نوشته شده برای شار حرارتی، مسئله برای حالت‌های مختلف شار حرارتی در منطقۀ مورد نظر در زمان‌های مختلف حل شد. برای سایر صفحات، چهارچوب و پشت محفظه از شرط مرزی عایق استفاده شده‌است. شرایط اعمالی مواد استفاده شده در دیواره‌ها در جدول (۲) نمایش داده شده‌است.

جدول ۲ خصوصیات فیزیکی و حرارتی مواد استفاده‌شده در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک

مواد	گرمای ویژه (ژول بر کیلوگرم کلوین)	انتقال حرارت (وات بر متر کلوین)	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب)	ویسکوزیته (کیلوگرم بر متر ثانیه)
هوا	۱۰۰٦/٤	۰/۰۲٤۲	۱/۲۲۵	$۱/۷۸۹ \times ۱۰^{-۵}$
ورق مس	۳۸۱	۳۸۷/٦	۸۹۷۸	-
پشم شیشه	۱۰۳۰	۰/۰٤۳	۱۹/۲	–

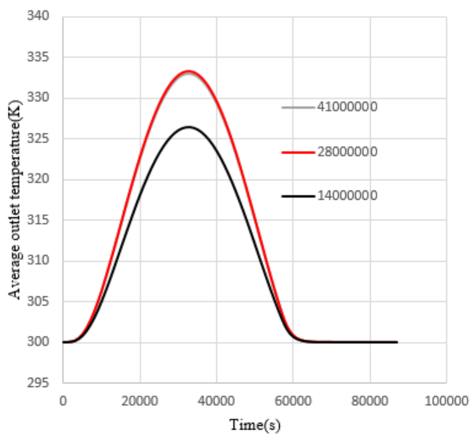
با گرفتن نتایج نهایی، چگونگی توزیع جریان هوا و انتقال حرارت در داخل هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک در قالب طرح‌های مربوط به توزیع حرارتی رسم شد. کیفیت مش ایجادشده توسط نرم‌افزار بر چگونگی حل مسئله بسیار تأثیرگذار است. یکی از راه‌های تشخیص کیفیت مش و مناسب بودن آن برای حل مسئله استفاده از شاخص چولگی می‌باشد که از کمترین مقدار (صفر) به‌عنوان بهترین مش تا بیشترین مقدار (یک) به‌عنوان بدترین مش دسته‌بندی می‌شود. در این حالت است که خطاها می‌توانند به حد مطلوب هم‌گرا یا از آن دور شوند [24]. برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک شبیه‌سازی شده این مقدار به‌طور میانگین برای تمام ساختار ۰/۳ بود. خصوصیات مش ایجادشده برای هواگرم‌کن در جدول (۳) نشان داده

شده‌است.

جدول ۳ خصوصیات مش ایجاد شده برای هواگرم‌کن خورشیدی مشبک

ویژگی	کیفیت یا مقدار
نوع مش	ریز
حداقل اندازه	۰/۰۰۰۱ متر
حداکثر اندازه	۰/۰۰۱ متر
تعداد المان	۲۸۰۰۰۰۰۰
حداقل زاویه	۲۰ درجه
حداکثر زاویه	۱۵۰ درجه
لایهٔ مرزی	۱۰ لایه با نسبت منظری ۱/۱
Pinch tolerance	۰/۰۰۱۲
Inflation algorithm	Pre
Mesh metric	چولگی
انحراف معیار	۰/۱۷۲۳

برای بررسی استقلال از شبکهٔ هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک مش‌بندی شده، از دمای هوای خارج شده استفاده گردید. در این تحقیق سه نوع مش شامل درشت، ریز و خیلی‌ریز در نظر گرفته شد. در شکل(۳) تعداد سلول‌ها برای این مش‌ها به‌ترتیب چهارده میلیون، بیست و هشت میلیون و چهل و یک میلیون به‌دست آمد. با توجه به این‌که متوسط تفاوت بین داده‌های به‌دست‌آمده از شبکه‌بندی بیست و هشت میلیون و چهل و یک میلیون کمتر از ۱ درصد بود (متوسط اختلاف نتایج ۲۸ و ۴۱ میلیون کمتر از ۰/۵ درصد و ماکزیمم اختلاف ۰/۶۳ درجهٔ کلوین می‌باشد) و به‌منظور کاهش هزینهٔ محاسباتی به‌دلیل ناپایا بودن روش حل، شبکهٔ با ۲۸ میلیون سلول برای انجام شبیه‌سازی انتخاب شده‌است. جدول استقلال از مش براساس دمای هوای خروجی برای دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم بر ثانیه در جدول (٤) نشان داده شده‌است.

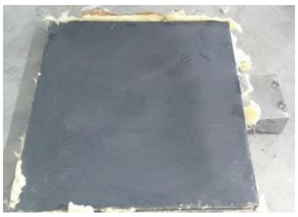


شکل ۳ نمودار دمای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی مشبک براساس سلول‌های مختلف

جدول ٤ بررسی استقلال از شبکه

دمای هوای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک (K)	تعداد سلول
۳۲٦/٤۳	۱٤۰۰۰۰۰۰
۳۳۳/۲٤	۲۸۰۰۰۰۰۰
۳۳۳/۰۱	٤۱۰۰۰۰۰۰

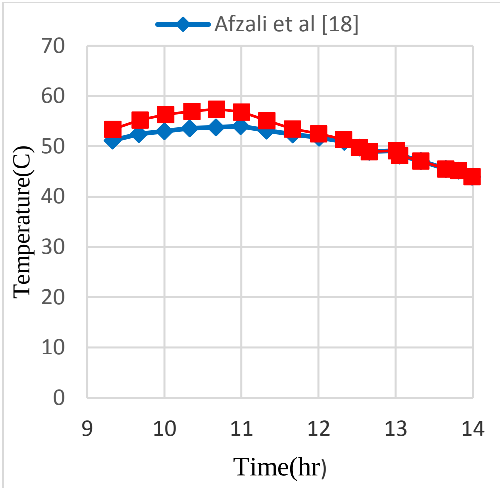
اعتبارسنجی. برای بررسی اعتبار مدل‌سازی و تأیید نتایج حاصل از این پژوهش، هواگرم‌کن خورشیدی مشبک بدون پوشش با ابعاد ذکر شده توسط افضلی و همکاران [18] در سال ۲۰۱۷ مورد بررسی قرار گرفت. یک هواگرم‌کن خورشیدی مشبک با ابعاد طول و عرض یک متر و صفحهٔ جاذب استیل (فلزی) با ضخامت ۰/۵، عمق پلنوم ٦ سانتی‌متر، قطر سوراخ‌ها ۰/۷ میلی‌متر و گام سوراخ‌ها ۱۲ میلی‌متر بوده‌است. این هواگرم‌کن در شکل (٤) نشان داده شده‌است.



شکل ٤ هواگرم‌کن بررسی شده توسط افضلی و همکاران [18]

همانند مراحل پیشین ابتدا این هواگرم‌کن مدل‌سازی شد. برای مش‌بندی هواگرم‌کن طراحی‌شده از مش‌بندی مثلثی و لایهٔ مرزی برای سوراخ‌ها استفاده شد. برای این کار هم فرایند استقلال مش همانند نمونه‌های پیشین انجام شد. شبکه‌بندی به‌صورت بی سازمان استفاده شد و براساس معیار اسکیونس مقدار انحراف معیار ۰/۱٦۵ به‌دست آمد. تعداد مش‌های اعمال شده به سامانه ۷۵ میلیون بوده‌است. شبیه‌سازی برای دبی ۰/۰۱۱ کیلوگرم بر ثانیه، برای ساعت ۹ صبح تا ۱٤ بعد از ظهر برای ۱۵ شهریور انجام شده‌است و شدت تابش خورشیدی از نرم‌افزار فلوئنت استخراج و با اعمال ضریب جذب به شار حرارتی تبدیل شد و به‌صورت معادلهٔ UDF وارد شرایط مرزی صفحهٔ جاذب شد و دمای خروجی به‌دست‌آمده از نرم‌افزار با دادهٔ تجربی مقالهٔ افضلی و همکاران [18] در شکل شمارهٔ (۵) مقایسه شد. بیشترین مقدار انحراف دمای هوای خروجی هواگرم‌کن در حالت شبیه‌سازی‌شده با مقادیر آزمایشگاهی اندازه‌گیری‌شده توسط افضلی و همکاران کمتر از ٤ کلوین می‌باشد. این مقایسه نشان می‌دهد که از نتایج شبیه‌سازی با اطمینان می‌توان برای استخراج مقادیر

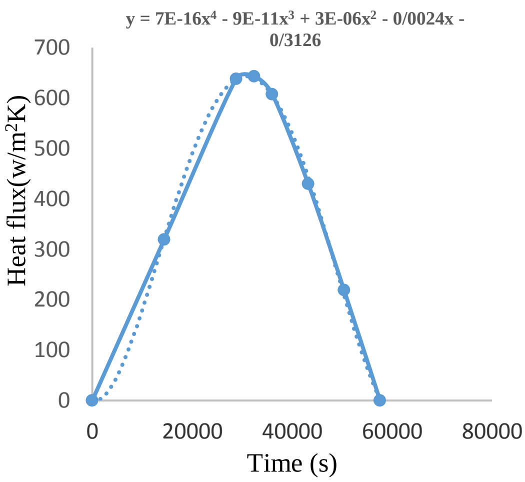
توزیع حرارتی و سایر پارامترهای هواگرم‌کن‌خورشیدی صفحه‌تخت مشبک استفاده کرد.



شکل ۵ مقایسهٔ متوسط دمای خروجی بین روش ارائه‌شده در این پژوهش با نتایج آزمایشگاهی افضلی و همکاران [18]

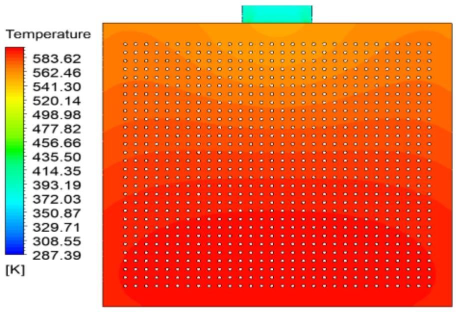
تحلیل نتایج

نتایج شبیه‌سازی CFD. شکل (٦) تغییرات میانگین شار حرارتی در طول روز ۱۵ مرداد در مقابل زمان محلی را نشان می‌دهد. مشخص است که تابش خورشید با گذشت زمان از صبح افزایش می‌یابد و حدود ساعت ۱۳:۰۰ تا ۱٤:۰۰ به بالاترین سطح می‌رسد. مقدار آن از صفر وات بر متر مربع (٤ صبح) تا ٦٤٣ وات بر متر مربع (۱۳ ظهر) متغییر است.

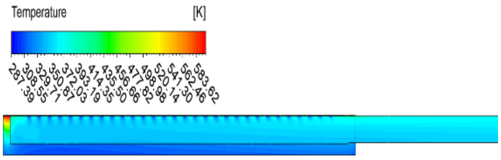


شکل ٦ نمودار شارحرارتی برای روز ۱۵ مرداد

نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل مدل CFD سه‌بعدی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک در این قسمت توضیح داده شده‌است. به علت تعداد زیاد کانتورها، فقط کانتورها برای دو دبی در دو زمان ۳۵۰۰۰ و ٤۹۰۰۰ ثانیه آورده شده‌است. نمودارهای توزیع دمای هوای جریان‌یافته در هواگرم‌کن برای حالت‌هایی که دبی جرمی ۰/۰۰۷ و ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد، توصیف شده‌است.



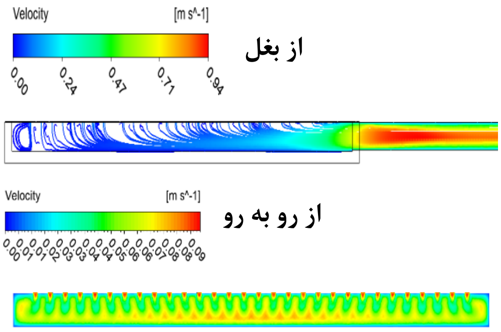
(الف)



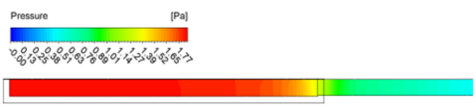
(ب)



(ج)



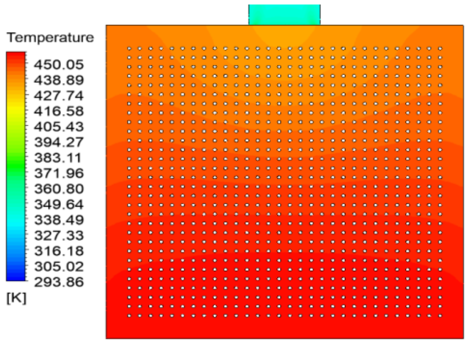
(د)



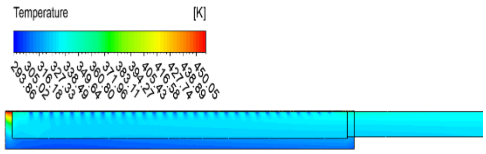
(ه)

شکل ۷ کانتورهای الف) دمای صفحهٔ جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت و ه) فشار برای دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه

در شکل‌های (۱۰-۷) مربوط به قسمت (د)، نمودارهای توزیع سرعت درون کل پلنوم و نمایی از جت‌هایی نشان داده شده‌است. همان‌طور که انتظار می‌رود، سرعت جریان هوا از پایین پلنوم و به‌سمت خروجی زیاد می‌شود. هم‌چنین جت‌های تشکیل‌شده درون پلنوم ناشی از مکش از میان سوراخ‌ها نمایان است و این جت‌ها نزدیک سوراخ کاملاً مشهود است. از نمودار-های توزیع سرعت نیز مشخص است که حداکثر سرعت هوا در حین خروج جریان از سوراخ‌ها است و جت‌های جریان درون پلنوم از یک سرعت زیاد به سرعت به داخل جریان اصلی با یک سرعت بسیار پایین پراکنده می‌شوند [14].



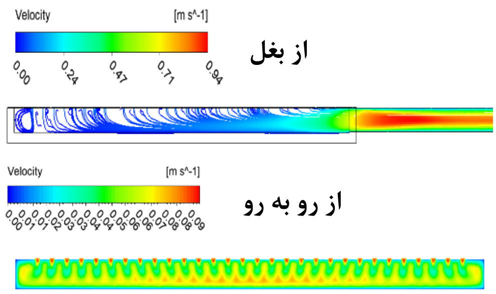
(الف)



(ب)



(ج)



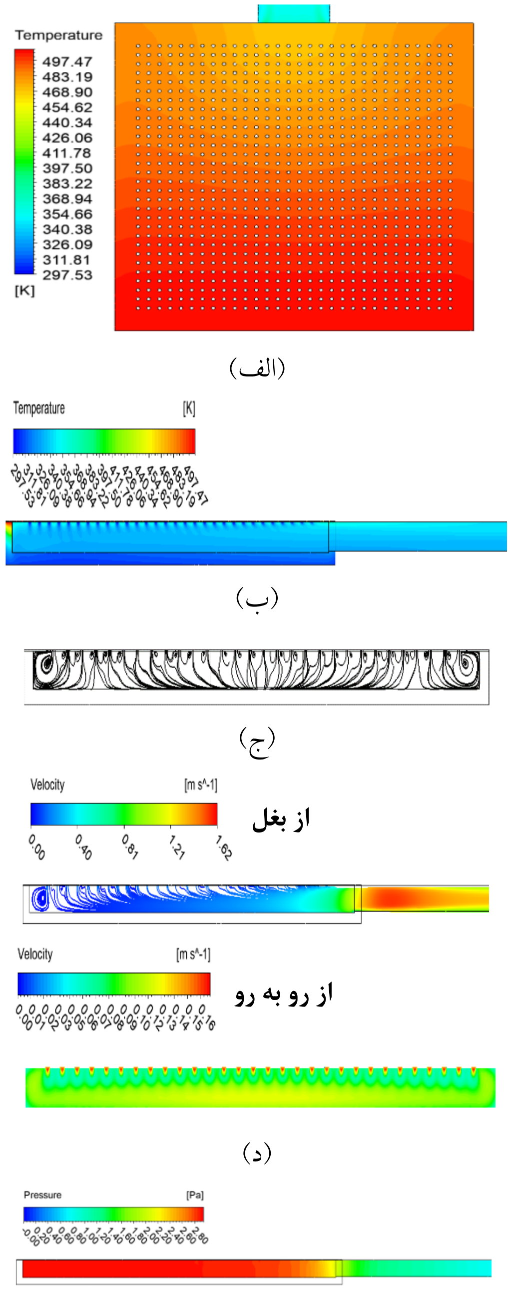
(د)

شکل ۸ کانتورهای الف) دمای صفحهٔ جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم و د) سرعت، برای دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۴۹۰۰۰ ثانیه

شکل‌های (۱۰-۷) مربوط به قسمت (ج) جریان در نزدیکی سوراخ‌ها و صفحهٔ جاذب را نشان می‌دهد. وجود آشفتگی جریان در نزدیکی صفحهٔ جاذب، باعث ایجاد گردابه می‌شود. اغتشاش ایجادشده باعث افزایش سرعت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت به‌صورت کامل‌تر انجام می‌شود. بنابراین یکی از دلایل بهبود انتقال حرارت در این نوع کلکتورها، وجود منافذ روی صفحهٔ جاذب است که موجب اغتشاش بیشتر می‌شود. برخلاف فرض جریان یک‌نواخت در آنالیز حرارتی، باتوجه به گزارش‌های ارائه‌شده در حین حل توسط نرم‌افزار فلوئنت، مشخص شد که جریان برگشتی در تعداد کمی از سلول‌های شبکه در ورودی کلکتور و روی صفحهٔ جاذب به‌وجود خواهد آمد. در مطالعات قبلی [14] در کمترین سرعت مکش و کمترین سرعت باد، احتمال جریان برگشتی (معکوس) روی صفحهٔ جاذب و در کانال به‌وجود می‌آمد. هم‌چنین گاونیک و همکاران [27] به این نتیجه رسیدند که در سرعت جریان مکش کمتر از ۰/۰۱۲۵ متر بر ثانیه جریان معکوس رخ خواهد داد. طبق شرایط ذکر شده، در تحقیق حاضر سرعت باد صفر و دبی‌های به‌ترتیب (۰/۰۰۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱۲۵ ، ۰/۰۱۵) در نظر گرفته شده‌است تا مدل به شرایط واقعی نزدیک باشد.

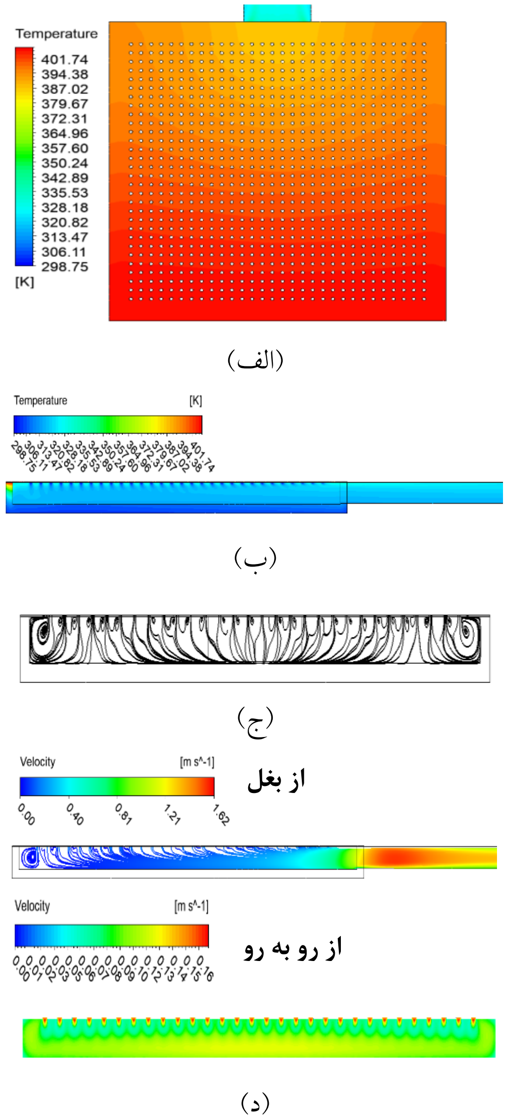
در شکل‌های (۱۰-۷) مربوط به قسمت (ب)، هوای مکیده‌شده به داخل در بالای پلنوم که فرصت چندانی برای انتقال حرارت با هوا ندارد، با دمای کمتری از کلکتور خارج می‌شود. به همین دلیل کمی غیریک‌نواختی در دمای هوای خروجی خواهد بود. هم‌چنین محیط در نزدیک صفحهٔ جاذب و قبل از ورود به سوراخ، مقداری از حرارت صفحه را جذب می‌کند و گرم‌تر می‌شود و سیستم با مکش لایهٔ هوای گرم‌شده روی صفحه از درون سوراخ‌ها و در حین عبور از آن‌ها گرما به‌دست می‌آورد.

در شکل (۹) برای دبی ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه، مقدار دمای صفحهٔ جاذب در پایین صفحه به ٤٩٧/٤٧ کلوین و مقدار دمای صفحهٔ جاذب بالای صفحه به ٤٦٨/٩٠ می‌رسد، اما در شکل (۷) برای دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه، مقدار دمای صفحهٔ جاذب در پایین صفحه به ٥٨٣/٦٢ کلوین و مقدار دمای صفحهٔ جاذب بالای صفحه ٥٤١/٣٠ می‌رسد. بنابراین با کاهش دبی جرمی، دمای صفحهٔ جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش پیدا می‌کند؛ اما افزایش دمای صفحهٔ جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است.



شکل ۹ کانتورهای الف) دمای صفحهٔ جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت و ه) فشار برای دبی ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه

عملکرد کلکتورهای مشبک براساس اختلاف فشار می‌باشد، سرعت و فشار برعکس هم می‌باشد. همان‌طور که در شکل‌های (۷ و ۹) قسمت (ه) مشخص است فشار در پلنوم افزایش می‌یابد و به‌سمت خروجی کلکتور کاهش پیدا می‌کند اما برعکس سرعت در خروجی کلکتور افزایش می‌یابد.



شکل ۱۰ کانتورهای الف) دمای صفحهٔ جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت برای دبی ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۴۹۰۰۰ ثانیه

همان‌طور که اشاره شد با کاهش دبی جرمی، دمای صفحهٔ جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد؛ در شکل (۱۱) این موضوع قابل مشاهده می‌باشد؛ اما افزایش دمای صفحهٔ جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. به عبارتی اختلاف دمای صفحهٔ جاذب و هوای خروجی افزایش می‌یابد و درنتیجهٔ آن با کاهش دبی، بازده کلکتورها به دلایل زیر کاهش می‌یابد (شکل ۱۲):

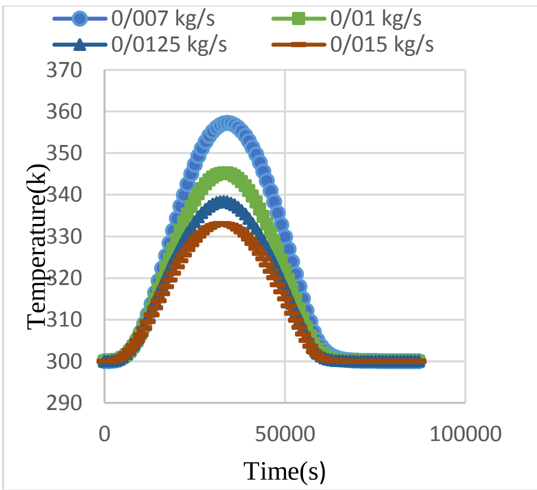
۱) بخشی از انرژی انتقال یافته به هوای ورودی، به‌دلیل سرعت مکش پایین به محیط بازگردانده و تلف می‌شود.

۲) به‌دلیل افزایش بیشتر دمای صفحهٔ جاذب نسبت به دمای هوای محیط تلفات حرارتی تابشی و جابه‌جایی به محیط افزایش می‌یابد.

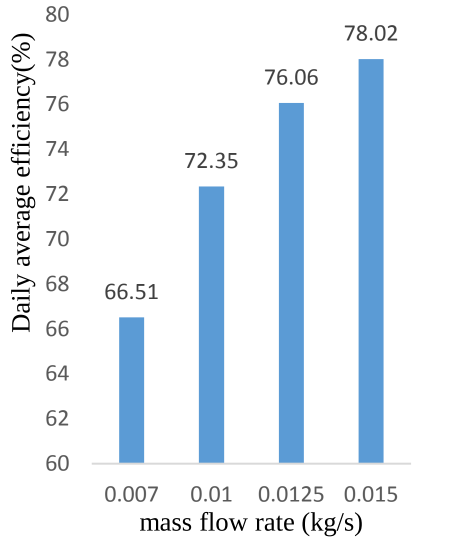
در شکل(۱۳) با افزایش دبی جرمی، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. از ٦۰۰۰۰ ثانیه به بعد عدد ناسلت به صفر می‌رسد که علت آن این است که شار حرارتی به صفر می‌رسد و کلکتور با هوای ورودی هم‌دما می‌شود و به‌تدریج گرادیان دمایی صفر می‌شود و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نیز صفر می‌شود.

با توجه به نتایج به‌دست‌آمده در این شبیه‌سازی، یکی از دلایل بازده بیشتر هواگرم‌کن استفاده‌شده در این پژوهش استفاده از صفحهٔ جاذب مس به‌دلیل بالا بودن ضریب هدایت حرارتی نسبت‌به پژوهش‌های قبلی [9,18] می‌باشد؛ چون در این حالت حرارت جذب شده تو سط صفحهٔ جاذب از طریق ر سانایی به قسمت داخلی صفحهٔ جاذب می‌رسد و از آن‌جا از طریق جابه‌جایی با هوای داخل پلنوم انتقال حرارت انجام می‌دهد.

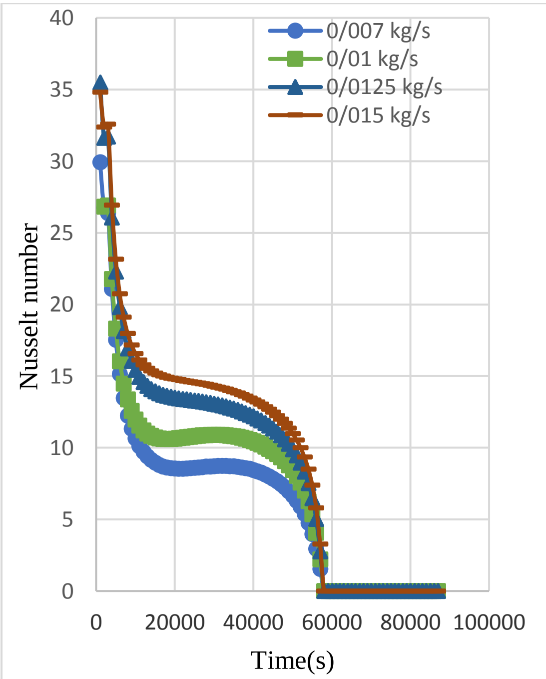
در شکل شمارهٔ (۱۲) با افزایش دبی، بازده حرارتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت افزایش پیدا می‌کند [17] که کمترین بازده در دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ٦٦/٥١ درصد و بیشترین بازده در دبی ۰/۰۱٥ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ۷۸/۰۲ درصد می‌باشد.



شکل ۱۱ نمودار دمای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک برای دبی‌های مختلف



شکل ۱۲ نمودار بازده حرارتی روزانهٔ هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک



شکل ۱۳ عدد ناسلت برای هواگرم‌کن خورشیدی مشبک در دبی‌های مختلف

خطای نسبی. یکی از شاخص‌هایی که برای اثبات دقت مدل اعمال شده استفاده می‌گردد، خطای نسبی (RE) است که با در نظر گرفتن داده‌های تجربی (Exp) و پیش‌بینی شده (Pre) تعریف شده‌است. تفاوت بین داده‌های تجربی و پیش‌بینی شده بسته به خواص مواد و شرایط محیطی می‌تواند از مقدار ۲ تا ۱٥ درصد متغیر باشد [36]. این رابطه به‌صورت رابطهٔ (۲٤) تعریف می‌گردد:

$$Er\ (\%) = \frac{|D_{pre} - D_{exp}|}{D_{pre}} \times 100 \qquad (۲۴)$$

در تحقیق حاضر بیشترین مقدار انحراف دمای هوای خروجی هواگرم‌کن در حالت شبیه‌سازی شده با مقادیر آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده توسط افضلی و همکاران کمتر از ٤ کلوین می‌باشد (٦/٧٥ درصد) و میانگین انحراف از نتایج آزمایشگاهی ۲/۳۷ درصد می‌باشد. بنابراین روش دینامیک سیالات محاسباتی باتوجه به بالا بودن هزینهٔ محاسباتی در حالت گذرا اما با درصد خطای قابل قبول می‌تواند برای محاسبهٔ دما و میدان جریان هوا داخل کلکتور مورد استفاده قرار گیرد.

اهداف خشک‌کردن. فرآیند خشک‌کردن محصولات کشاورزی مرطوب مانند غلات، سبزیجات و میوه‌ها، روشی مؤثر برای افزایش ماندگاری، بهبود کیفیت و کاهش ضایعات محصول است. با فرایند رطوبت‌زدایی، بخش زیادی از رطوبت محصولات از بین می‌رود و فعالیت میکروارگانیسم‌ها در طول مدت نگه‌داری به‌میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، با استخراج آب آزاد از محصولات، فعالیت میکروارگانیسم‌ها در میوه محدود می‌شود و کیفیت آن برای مدت طولانی حفظ می‌شود [28]. در کشورهای در حال توسعه، خشک‌کردن آفتاب باز (Open Sun Drying) یک روش محبوب و مؤثر است که روشی مقرون به صرفه برای خشک‌کردن و نگه‌داری محصولات کشاورزی، مواد غذایی و بسیاری از محصولات دیگر است. با این حال، پارامترهایی که بر فرایند خشک کردن تأثیر می‌گذارند مانند رطوبت، دما، سرعت جریان هوا برای خشک کردن و گرمای ورودی به محفظهٔ خشک‌کن، قابل کنترل نیستند. این عوامل منجر به طولانی شدن دورهٔ خشک‌شدن یا سرعت خشک شدن نامطلوب می‌شود. از دیگر معایب روش OSD می‌توان به کاهش کیفیت محصول توسط باد، زباله، باران، حشرات و حیوانات اشاره کرد [29]. هوای گرم برای خشک‌کردن صنعتی معمولاً با سوزاندن سوخت‌های فسیلی تأمین می‌شود و به همین دلیل در سرتاسر جهان انرژی زیادی مصرف می‌شود. بیش از ۱۲ درصد از کل انرژی (که در فعالیت‌های کشاورزی استفاده می‌شود) در فرایند خشک‌کردن مصرف می‌شود [30]. برای یک سیستم هوای گرم به‌عنوان روشی برای فرایند خشک‌کردن با توجه به ملاحظات کیفیت محصول، دمای خشک‌کردن باید بین ٤٥ تا ٦٠ درجهٔ سانتی‌گراد باشد [31]، اما برای خشک‌کردن بعضی از محصولات دمای بین ۷۰ تا ۸۰ درجهٔ سانتی‌گراد نیاز می‌باشد. در جدول (٥) محدودهٔ رطوبت و دمای خشک‌کردن برخی از محصولات کشاورزی و غذایی آورده شده‌است [32]. با توجه به محدودیت‌ها و ملاحظات زیست‌محیطی، محققان بر انرژی خورشیدی متمرکز شده‌اند. خشک‌کن‌های خورشیدی می‌توانند انرژی حرارتی محدودهٔ دمایی ذکرشده را در خشک‌کن‌ها بدون هیچ گونه آلودگی تأمین کنند. با این حال، پس از غروب آفتاب، به‌دلیل کمبود تابش خورشید، دمای هوا کاهش می‌یابد (کمتر از ٤٠ درجهٔ سانتی‌گراد)، و فرایند خشک‌شدن متوقف می‌شود. با گذشت زمان، دما کاهش می‌یابد و رطوبت نسبی محیطی (RH) به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. خشک‌کن‌های خورشیدی باید به‌طور مداوم محصول را خشک کنند زیرا شدت تابش خورشید در بعد از ظهر کاهش می‌یابد و زمان خشک‌شدن محصول بیشتر می‌شود. معمولاً در هنگام ظهر که حداکثر شدت تابش خورشیدی وجود دارد و دمای ورودی به محفظهٔ خشک‌کن زیاد است، دمای اتاق خشک‌کن باید به گونه‌ای کاهش یابد که کیفیت محصولات خشک‌شده مطلوب باشد. براساس بررسی ادبیات، سیستم ذخیره‌سازی حرارتی (TES) می‌تواند بهترین راه حل باشد [32].

بنابراین از اهداف شبیه‌سازی انجام‌شده در این پژوهش برای خشک‌کردن می‌توان به موارد زیراشاره کرد:

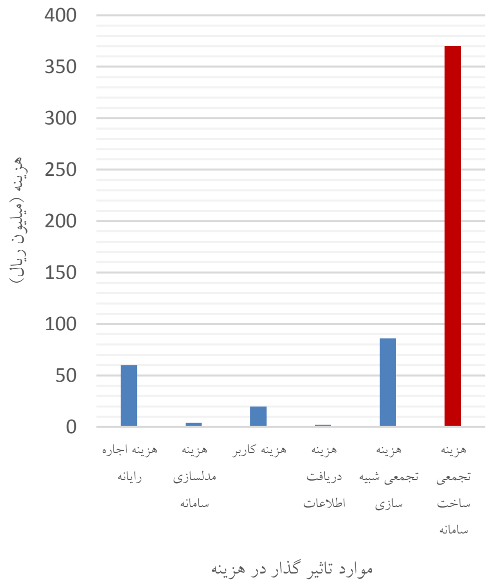
۱) طراحی و ساخت کلکتور مشبک جدید و متصل‌کردن آن به خشک‌کن خورشیدی، برای خشک‌کردن انواع محصولات کشاورزی و گیاهان دارویی.

۲) استفاده از ذخیره‌کنندهٔ انرژی در این کلکتور که باعث کاهش پیک بار در ساعات ظهر و یک‌نواخت‌کردن دما در بعد ازظهر می‌باشد.

۳) کلکتورهای مشبک نسبت‌به کلکتورهای معمولی صفحه‌تخت راندمان بالاتری در حدود ۱۵ درصد بیشتر دارند و از لحاظ اقتصادی به‌صرفه می‌باشند [34].

جدول ۵ ویژگی‌های خشک کردن محصولات مختلف خشک‌شده توسط سیستم خشک‌کردن خورشیدی [32,33]

محصولات	ماکزیمم دمای مجاز (°C)	محتوای رطوبت اولیه (%)	محتوای رطوبت نهایی (%)
پیاز	۵۵	۸۵	٦
گوجه	٦۰	۹۵	۷
نخود سبز	٦۰	۸۰	۵
انگور	–	۸۰	۱۱–۲۰
سیب	٦۵–۷۰	۸۲	۱۱–۱٤
انجیر	۷۰	۷۰	۲۰
موز	۷۰	۸۰	۱۵
کاساوا	–	٦۲	۱۷
چیپس سیب زمینی	۷۰	۷۵	۱۳
کوپرا	–	۳۰	۵
تنباکو	–	۹۰	۱۰
قهوه	–	٦۵	۱۱
ورقه‌های سیر	–	۸۰	٤
کلم	٦۵	۸۰	٤
فلفل قرمز	–	۸۰	۵
زنجبیل	–	۸۰	۱۰
چای	–	۸۰	۳
زردچوبه	–	۸۰	۱۰
برنج	۵۰	۲۲–۲٤	۱۱
ذرت	٦۰	۳۵	۱۵
گندم	٤۵	۲۰	۱٦
ارزن	–	۲۱	٤
گل کلم	٦۵	۸۰	٦
هویج	۷۵	۷۰	۵
لوبیا سبز	۷۵	۷۰	۵
اسفناج	–	۸۰	۱۰
لاوان قرمز	-	۹۰	۲۰
آلوخشک	۵۵	۸۵	۱۵
زردآلو	٦۵	۸۵	۱۸
هلو	٦۵	۸۵	۱۸
بلوبری	٦۵	۸۰	۱۰
بامیه	٦۵	۸۰	۲۰
آناناس	٦۵	۸۰	۱۰
گردو	٦۵	۸۰	۲۰
جوزهندی	٦۵	۸۰	۲۰
خاکشیر	٦۵	۸۰	۲۰
دانه‌های کاکائو	-	۵۰	۱۲
بادام زمینی	-	٤۰	۹
پنبه	۷۵	۵۰	۹
لوبیا فرانسوی	۷۵	۷۰	۵



شکل ۱٤ مقایسهٔ هزینه‌های شبیه‌سازی و ساخت سامانه

ملاحظات اقتصادی شبیه‌سازی سامانه. یکی از اهداف مهم شبیه‌سازی سامانه‌های حرارتی بهینه‌سازی سامانه‌ها بدون نیاز به ساخت با هزینه‌های هنگفت می‌باشد. به عبارت دیگر استفاده از سامانه‌های شبیه‌سازی صرفه‌جویی اقتصادی زیادی نسبت‌به حالت تجربی برای کاربر خواهد داشت. برای دقت بیشتر در پاسخ‌های خروجی کاربر مجبور است که زمان بیشتری برای شبیه‌سازی سامانه در نظر بگیرد، درصورتی‌که اگر این هزینه بیش از حد انتظار باشد در آن صورت ساخت و تحلیل حرارتی سامانه در اولویت قرار خواهد داشت. بنابراین در این مطالعه درمورد هزینهٔ محاسباتی اشاره‌ای صورت گرفته‌است. هزینه‌های تأثیرگذار برای شبیه‌سازی عبارت بودند از هزینهٔ اجارهٔ رایانه، هزینهٔ مدل‌سازی سامانه، هزینهٔ دریافت اطلاعات و هزینهٔ کاربر برای شبیه‌سازی. مدت زمان تحلیل این هزینه‌ها به‌صورت تجمعی برای شبیه‌سازی و ساخت سامانه در شکل (۱٤) نشان داده شده‌است. با توجه به مقادیر هزینه‌ها مشخص است که هزینهٔ ساخت سامانه برای بهینه‌سازی و کنترل عوامل تأثیرگذار به اندازهٔ حداقل ٤ برابر بیشتر از هزینه‌های مربوط به مدل‌سازی است.

نتیجه‌گیری

بررسی ساختار جریان و انتقال حرارت هم‌رفتی در کلکتورهای خورشیدی مشبک بدون شیشه، برای عملکرد آن‌ها بسیار مهم است. در این تحقیق، یک کلکتور مشبک بدون شیشه با دامنهٔ محاسباتی بزرگ به روش CFD با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت مدل‌سازی سه‌بعدی شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که دمای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی مشبک برای دبی‌های به‌ترتیب (۰/۰۰۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱۲۵ ، ۰/۰۱۵) در محدودهٔ ۸۳–۵۸ درجهٔ سانتی‌گراد است که برای خشک کردن محصولات کشاورزی مناسب است. با کاهش دبی جرمی دمای صفحهٔ جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد؛ اما افزایش دمای صفحهٔ جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. ماکزیمم بازده کلکتور مشبک مربوط به دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم برثانیه است. نتایج نشان داد، روش دینامیک سیالات محاسباتی با درصد خطای قابل قبول می‌تواند برای محاسبهٔ دما و سرعت جریان سیال مورد استفاده قرار گیرد.

فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت $(j/_{kg \cdot k})$
D	قطر سوراخ (m)
d	عمق (m)
f	فاکتور دید
H	ارتفاع (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی $(w/_{m^2 \cdot k})$
I_T	شدت تابش خورشید $(w/_{m^2})$
K	هدایت حرارتی $(w/_{m \cdot k})$
N_u	عدد ناسلت
P_r	عدد پرانتل
Q	انتقال حرارت (w)
R_e	عدد رینولدز
T	دما (k)
t	زمان (s)
W	عرض (m)

علایم یونانی

α	ضریب جذب
β	تخلخل
ε	ضریب صدور
ρ	چگالی $(kg/_{m^3})$
μ	لزجت $(kg/_{m \cdot s})$

زیرنویس‌ها

air	هوا
bp	صفحهٔ پشتی
col	کلکتور
conv	جابه‌جایی
in	داخلی
out	خارجی
rad	تشعشعی
plen	پلنوم (فضای پر)
app	مکش
hole	سوراخ
gnd	زمین
sky	آسمان
amb	محیط
cg	کلکتور به زمین
cs	کلکتور به آسمان

واژه نامه

هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک	Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors
دینامیک سیالات محاسباتی	Computational Fluid Dynamics (CFD)
عدد رینولدز	Reynolds number
انتقال حرارت تشعشعی	Radiation Heat Transfer
انتقال حرارت جابجایی	Convection heat transfer
جریان آشفته ناپایا	Unsteady turbulent flow
جدایش جریان	Flow separation

جریان بازگشتی	Reverse flow	ذخیره انرژی حرارتی	Thermal Energy Storage (TES)
شارحرارتی	Heat flux	خشک‌کردن در آفتاب باز	Open Sun Drying (OSD)
دبی جرمی	Mass flow rate	محفظه خشک‌کن	Chamber solar dryer
بازده حرارتی	Thermal efficiency		

منابع

1. Edalati, S., Ameri, M. and Iranmanesh, M., "Comparative Performance Investigation of Mono-and Poly-Crystalline Silicon Photovoltaic Modules for Use in Grid-Connected Photovoltaic Systems in Dry Climates", *Applied Energy*, Vol. 160, Pp. 255-265, (2015).
2. Barghi Jahromi, M., Iranmanesh, M., Samimi akhijahani, H., "Thermo-Economic Evaluation of a Solar Dryer with Evacuated Heat Pipe Collector and Energy Storage", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 32(1), Pp. 39-58, (2021).
3. Leon, M., Augustus, and Kumar, S., "Mathematical Modeling and Thermal Performance Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol. 81.1, Pp. 62-75, (2007).
4. Badescu, V., Ciocanea, A., Budea, S., Soriga, I., "Regularizing the Operation of Unglazed Transpired Collectors by Incorporating Phase Change Materials", *Energy Conversion and Management*, Vol. 15, Pp. 184:681-708, (2019).
5. Poole, M.R., Shah, S.B., Boyette, M.D., Stikeleather, L.F., and Cleveland, T., "Performance of a Coupled Transpired Solar Collector-Phase Change Material-Based Thermal Energy Storage System", *Energy and Buildings*, Vol. 161, Pp. 72-79, (2018).
6. Vaziri, R., İlkan, M. and Egelioglu, F., "Experimental Performance of Perforated Glazed Solar Air Heaters and Unglazed Transpired Solar Air Heater", *Solar Energy*, Vol. 119, Pp. 251-260, (2015).
7. Tajdaran, S., Kendrick, C., Hopkins, E. and Bonatesta, F., "Geometrical Optimisation of Transpired Solar Collectors Using Design of Experiments and Computational Fluid Dynamics", *Solar Energy*, Vol. 197, Pp. 527-537, (2020).
8. Bandara, W.B.M.A.C., Amarasekara, B.K., and Rupasinghe, C.P., "Assessment of the Possibility of Unglazed Transpired Type Solar Collector to be Used for Drying Purposes: A Comparative Assessment of Efficiency of Unglazed Transpired Type Solar Collector with Glazed Type Solar Collector", *Procedia Engineering*, Vol. 212, Pp. 1295-1302, (2018).
9. Arulanandam, S.J., Hollands, K.T. and Brundrett, E., "A CFD Heat Transfer Analysis of the Transpired Solar Collector under No-Wind Conditions", *Solar Energy*, Vol. 67(1-3), Pp. 93-100, (1999).
10. Van Decker, G.W.E., Hollands, K.G.T., and Brunger, A.P., "Heat-Exchange Relations for Unglazed Transpired Solar Collectors with Circular Holes on a Square or Triangular Pitch", *Solar Energy*, Vol. 71(1), Pp. 33-45, (2001).
11. Kutscher, C.F., Christensen, C., and Barker, G., "Unglazed Transpired Solar Collectors: An Aanalytic Model and Test Results", In *Proceedings of ISES Solar World Congress*, Vol. 2, Pp. 1245-1250, (1991).
12. Fleck, B.A., Meier, R.M. and Matović, M.D., "A Field Study of the Wind Effects on the Performance of an Unglazed Transpired Solar Collector", *Solar Energy*, Vol. 73(3), Pp. 209-216, (2002).

13. Gawlik, K.M. and Kutscher, C.F., "A Numerical and Experimental Investigation of Low-Conductivity Unglazed, Transpired Solar Air Heaters", In *International Solar Energy Conference*, Vol. 16893, Pp. 47-55, (2002).
14. Tajdaran, S., Bonatesta, F., Ogden, R. and Kendrick, C., "CFD Modeling of Transpired Solar Collectors and Characterisation of Multi-Scale Airflow and Heat Transfer Mechanisms", *Solar Energy*, Vol. 131, Pp. 149-164, (2016).
15. Collins, M.R. and Abulkhair, H., "An Evaluation of Heat Transfer and Effectiveness for Unglazed Transpired Solar Air Heaters", *Solar Energy*, Vol. 99, Pp. 231-245, (2014).
16. Badache, M., Rousse, D.R., Hallé, S. and Quesada, G., "Experimental and Numerical Simulation of a Two-Dimensional Unglazed Transpired Solar Air Collector", *Solar Energy*, Vol. 93, Pp. 209-219, (2013).
17. Wang, D., Gao, M., Gao, Q., Liu, Y., Liu, Y. and Liu, J., "Experimental and Numerical Study of the Airflow and Thermal Characteristic of Non-Uniform Transpired Solar Collector", In *Building Simulation*, Vol. 13, Pp. 1305-1319, (2020).
18. Afzali, F., Amiri, H., Nakhaei, V. and Ameri, M., "Fabrication and Thermal Modeling of Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors with Metallic (Steel) and Non-Metallic Absorber Plates", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17(9), Pp. 339-350, (2017).
19. Kutscher, C.F., "Heat Exchange Effectiveness and Pressure Drop for Air Flow through Perforated Plates with and Without Crosswind", Vol. 116(2), Pp. 391-399, (1994).
20. Gholampour, M. and Ameri, M., "Design Considerations of Unglazed Transpired Collectors: Energetic and Exergetic Studies", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 136(3), Pp. 031004-10, (2014).
21. Iranmanesh, M., Akhijahani, H.S. and Jahromi, M.S.B., "CFD Modeling and Evaluation the Performance of a Solar Cabinet Dryer Equipped with Evacuated Tube Solar Collector and Thermal Storage System", *Renewable Energy*, Vol. 145, Pp. 1192-1213, (2020).
22. Iranmanesh, M. and Jahromi, B., "Effect of Forced Convection and PCM Materials on an Indirect Solar Dryer Equipped with Evacuated Heat Pipe Collector", *ModaresMechanicalEngineering*, Vol. 19(11), Pp. 2607-2614, (2019).
23. Rabani, M., and Kalantar, V., "Numerical Investigation of the Heating Performance of Normal and New Designed Trombewall", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 52(6), Pp. 1139-1151, (2016).
24. Wilcox, D.C., "Formulation of the KW Turbulence Model Revisited", *AIAA journal*, Vol. 46(11), Pp. 2823-2838, (2008).
25. Davidson, L., "Fluid Mechanics, Turbulent Flow and Turbulence Modeling", *Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden (Nov 2011)*, Pp. 1-564 (2018).
26. Barghi Jahromi, M.S. and Iranmanesh, M., "Experimental Investigation on the Use of PCM in a Pistachio Solar Dryer by the Evacuated Heat Pipe Solar Collector", *Journal of Pistachio Science and Technology*, Vol. 3(6), pp. 73-87, (2019).
27. Gunnewiek, L.H., Brundrett, E. and Hollands, K.G.T., "Flow distribution in Unglazed Transpired Plate Solar Air Heaters of Large Area", *Solar Energy*, Vol. 58(4-6), Pp. 227-237, (1996).

28. Bal, L.M., Satya, S., Naik, S.N. and Meda, V., "Review of Solar Dryers with Latent Heat Storage Systems for Agricultural Products", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15(1), Pp. 876-880, (2011).
29. Midilli, A., "Determination of Pistachio Drying Behaviour and Conditions in a Solar Drying System", *International Journal of Energy Research*, Vol. 25(8), Pp. 715-725, (2001).
30. Samimi-Akhijahani, H. and Arabhosseini, A., "Accelerating Drying Process of Tomato Slices in a PV-assisted Solar Dryer Using a Sun Tracking System", *Renewable Energy*, Vol. 123, Pp. 428-438, (2018).
31. Mohsenin, N.N., "Physical Properties of Plant and Animal Materials", *Physical Characteristics and Mechanical Properties*. Routledge, Vol.1, (2020).
32. Jahromi, M.S.B., Kalantar, V., Akhijahani, H.S. and Kargarsharifabad, H., "Recent Progress on Solar Cabinet Dryers for Agricultural Products Equipped with Energy Storage Using Phase Change Materials", *Journal of Energy Storage*, Vol. 51, P. 104434, (2022).
33. Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M.H., Alghoul, M.A. and Sulaiman, M.Y., "Review of Solar Dryers for Agricultural and Marine Products", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14(1), Pp. 1-30, (2010).
34. Wang, C., Guan, Z., Zhao, X. and Wang, D., "Numerical Simulation Study on Transpired Solar Air Collector", Vol. 3, Pp. 6-9, (2006).
35. Berville, C., Bode, F. and Croitoru, C., "Numerical Simulation Investigation of a Double Skin Transpired Solar Air Collector", *Applied Sciences*, Vol. 12(1), Pp. 520, (2022).
36. Khosravi, A. and Malekan, M., "Effect of the Magnetic Field on the Heat Transfer Coefficient of a Fe3O4-Water Ferrofluid Using Artificial Intelligence and CFD Simulation", *The European Physical Journal Plus*, Vol. 134(3), Pp. 1-18, (2019).
37. Andrews, G.E. and Bazdidi-Tehrani, F., "Small Diameter Film Cooling Hole Heat Transfer: The Influence of the Number of Holes", In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 79160, Pp. V004T08A002, (1989).